

УДК 532.522

Определение расчётной площади входа в цилиндрический дроссельный канал

Кузнецов В. С.^{1,*}

[*kuznecovbmstu@mail.ru](mailto:kuznecovbmstu@mail.ru)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Аннотация Определение расчётной площади входа в цилиндрический дроссельный канал Кузнецов Валерий Сергеевич (kuznecovbmstu@mail.ru) УДК532.522 Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана При проектировании и эксплуатации гидроприводов с дроссельным регулированием необходимо знать связь между перепадом давления на дроссельном регуляторе и расходом рабочей жидкости, протекающим через него. Для установления этой связи необходимо знать площадь отверстия на входе в дроссельный канал. Однако измерить прямым методом фактическую величину этой площади, полученной в результате изготовления дроссельного канала, не всегда представляется возможным. В статье приведена оценка возможности применения косвенного метода определения площади входа в дроссельный канал круглой цилиндрической формы. Метод основан на том положении, что гидродинамические характеристики процесса истечения жидкости из цилиндрического канала с круглым поперечным сечением в отрывном режиме аналогичны характеристикам истечения жидкости из отверстия с острой кромкой в тонкой стенке. Результаты оценки позволяют сделать вывод о возможности применения косвенного метода для определения расчетной площади входного отверстия дроссельного канала. Ключевые слова: дроссельное регулирование, теория подобия, дроссельный канал, отверстие с острой кромкой.

Ключевые слова: дроссельное регулирование, теория подобия, дроссельный канал, отверстие с острой кромкой

Введение

Гидравлические системы энергетических установок и машин, двигателей транспортных и стационарных агрегатов, летательных аппаратов, технологических установок различных производств и др., как правило, включают в себя устройства, в которых рабочая жидкость движется по каналам сложной геометрической формы. Опыт показывает, что гидродинамические характеристики потоков жидкости в таких устройствах носят весьма сложный характер и оказывают существенное влияние на работоспособность всей гидросистемы в целом [1,2,3,4,5].

Часто перед разработчиками гидросистем различного назначения стоит задача обеспечения управления величинами давления рабочей жидкости и её расхода. Одним из способов управления этими параметрами является так называемый способ дроссельного регулирования. Дросселем принято называть регулирующее устройство, способное устанавливать определённую связь между перепадом давления до и после дросселя и пропускаемым расходом [1]. В гидродинамике эта связь выражается формулой:

$$Q = \mu A \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (1)$$

где:

Q – объёмный расход жидкости через дроссель;

μ – коэффициент расхода;

A – площадь дроссельного отверстия;

$\Delta p = (p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}})$ – перепад давления на дросселе;

$p_{\text{вх}}$ – давление на входе в дроссельный канал;

$p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из дроссельного канала;

ρ – плотность рабочей жидкости.

Применение этой формулы для практических расчетов требует учета геометрических размеров дроссельных каналов и режимов работы устройств. В частности, при истечении жидкости через дроссельный канал цилиндрической формы при длине канала равной двум - четырем его диаметрам возможно два режима истечения – отрывной (рис. 1а) и безотрывный (рис. 1б).

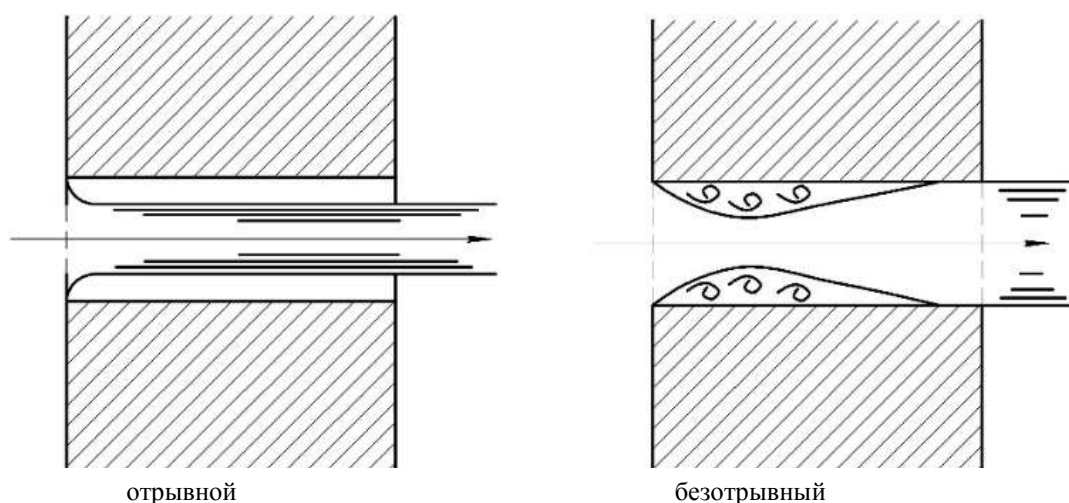


Рис. 1 Режимы истечения

При отрывном режиме истечения гидродинамические параметры близки к параметрам истечения из отверстия в тонкой стенке. При безотрывном режиме истечения расход рабочей жидкости через дроссель при данном давлении на входе может зависеть от величины давления на выходе, а может и не зависеть (так называемый "эффект запираания") [1]. Последний режим представляет особый интерес для разработчиков гидравлических систем и устройств управления их работой. На кафедре «Гидромеханики, гидромашин и гидропневмоавтоматики» МГТУ им. Н.Э. Баумана проводятся экспериментальные работы,

одной из целей которых является получение дополнительных сведений о гидродинамических процессах характерных для безотрывного режима истечения рабочей жидкости через дроссельный канал. Исследования ведутся на базе изучения гидродинамических характеристик процесса истечения жидкости через дроссельный канал круглого поперечного сечения.

1. Цели исследований

Одной из целей исследований является выработка рекомендаций по применению формулы (1) для прикладных расчетов дроссельных устройств, работающих при безотрывном режиме истечения, то есть в условиях существования «эффекта запираания».

Из анализа формулы (1) следуют вопросы:

1. Что понимать под площадью A цилиндрического дроссельного канала?
2. Что понимать под перепадом давления при отрывном и безотрывном режимах истечения?
3. Как определять величину коэффициента расхода μ при безотрывном режиме истечения?

Ниже приводятся результаты одного из этапов этих исследований, целью которого был поиск ответа на вопрос - что понимать под площадью A и как определять величину коэффициента расхода μ в формуле (1) при её применении для расчёта параметров истечения жидкости через цилиндрический дроссельный канал.

2. Обоснование выбора методики исследований

Опыт показывает, что технологические возможности производства не позволяют на входе в цилиндрический дроссельный канал обеспечить совершенно круглую форму отверстия и исключить наличие фаски.

В статье [6] приведены результаты анализа влияния фаски на входе в цилиндрический дроссельный канал круглого поперечного сечения на его коэффициент расхода. На основе выполненного анализа было предложено определять этот коэффициент по отношению к площади A , рассчитанной по диаметру внешнего контура фаски. Основанием для этого предложения служило то соображение, что в месте изменения геометрии канала в силу действия сил инерции возникают условия для отрыва потока от стенок канала. В статье, однако отмечалось, что часто не представляется возможным прямым методом измерить фактическую геометрию кромки на входе в дроссельный канал. В этом случае нельзя с достаточной степенью точности установить величину площади A в формуле (1). Так при номинальном диаметре отверстия 12 мм ошибка в измерении его фактического (по результатам изготовления) диаметра на один микрон приводит к изменению коэффициента расхода на 0,0165193 процента или на 0,0001 в абсолютном значении. В таблице 1 приведены результаты измерения ширины фаски на испытуемых моделях дроссельных уст-

ройств с цилиндрическим дроссельным каналом выполненных из оргстекла. В соответствии с ними ширина фаски на входе в дроссельный канал изменялась от 20 до 100 микрон.

В метрологии предполагается, что измерение контролируемого параметра может быть произведено либо прямым, либо косвенным методом. **Прямой** — непосредственная оценка значения искомой величины или отклонений от нее путем прикладывания специальных измерительных приспособлений или приборов. **Косвенный** — оценка искомой величины или отклонений от нее по результатам измерения другой величины, связанной с искомой определенной зависимостью. В метрологии утверждается, что в некоторых случаях косвенные измерения оказываются более точными, чем прямые.

Исходя из изложенного возникает необходимость оценить возможности косвенного метода измерения контролируемого параметра на основе следующих предположений:

1. Из анализа материалов, опубликованных в литературных источниках [1,2] следует, что гидродинамические параметры потока жидкости при безотрывном (на участке от входа до сжатого сечения) и отрывном режимах истечения жидкости через цилиндрический дроссельный канал при достаточно больших и одинаковых перепадах давления на рассматриваемых участках идентичны.
2. Из положений теории гидродинамического подобия следует, что в зоне автомодельности по критерию Рейнольдса гидродинамические характеристики процесса истечения жидкости из цилиндрического канала с круглым поперечным сечением в отрывном режиме аналогичны характеристикам истечения жидкости из отверстия с острой кромкой в тонкой стенке. В частности, в этой зоне коэффициенты расхода должны быть одинаковыми.
3. Изложенное в пунктах 1 и 2 определяет связи некоторых гидродинамических параметров истечения жидкости через отверстие с острой кромкой в тонкой стенке и через цилиндрический дроссельный канал. В частности, это позволяет воспользоваться косвенным методом для определения площади A в формуле 1 по отношению к цилиндрическим дроссельным каналам.

3. Порядок применения косвенного метода определения площади входного отверстия дроссельного канала

Последовательность выполненных действий для оценки возможности применения косвенного метода определения расчетной площади входного отверстия следующая:

1. Изготовлены три модели дроссельного устройства. На рис.1 приведён конструктивный вид моделей.

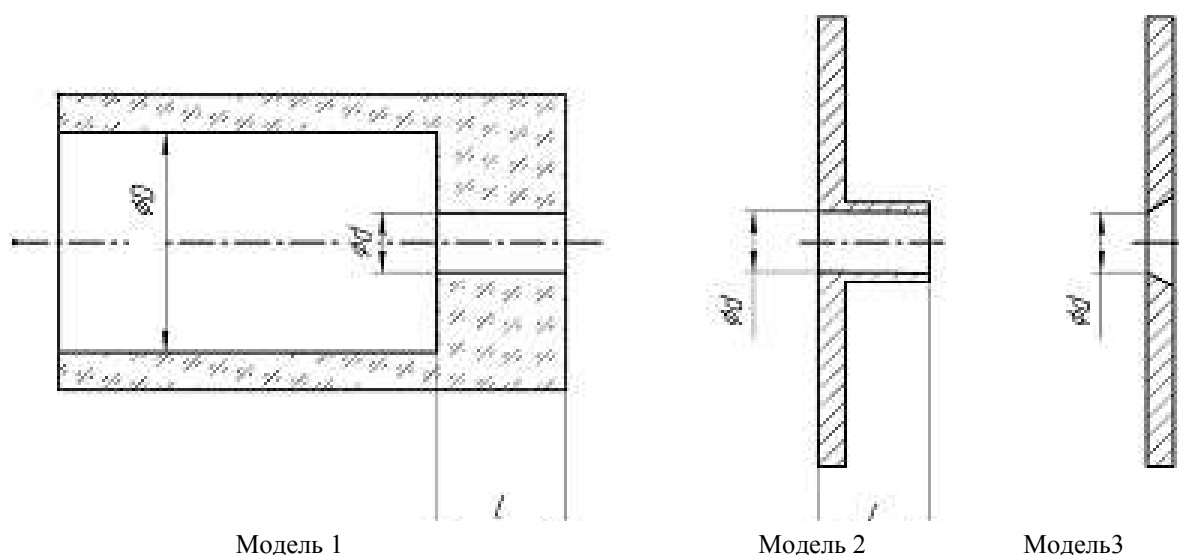


Рис. 1. Конструктивный вид моделей

2. Прямым методом с помощью универсального измерительного микроскопа УИМ 21 оценены геометрические размеры диаметров внешнего (большого) и внутреннего (меньшего) контура фаски на входной кромке дроссельного отверстия. Сама фаска в микроскопе видна в виде яркого светового кольца возникающего в результате подсветки от внешнего источника. По среднеарифметическим результатам этих замеров оценивались площади, очерченные внешним и внутренним контурами фаски (результаты измерений приведены в табл. 1).

Таблица 1

Группа	Цилиндрический дроссельный канал		Отверстие в тонкой стенке
Модель	1	2	3
Материал	оргстекло	бронза	сталь
d мм (по внешней кромке фаски)	15,181	12,081	12,078
d мм (по внутренней кромке фаски)	14,99	12,04	12,078
Ширина фаски мм	0,096	0,02	-
D мм	60	60	-
l/d	4	3	-

3. С помощью гидравлического стенда для экспериментальных исследований (Принципиальная схема стенда приведена в приложении А) для всех моделей дроссельных устройств определена зависимость объемного расхода (Q), протекающего че-

рез дроссельное устройство, от избыточного давления на его входе $p_{\text{вх.изб.}}$. Истечение рабочей жидкости (вода при её температуре 18 – 20 градусов С) происходило для всех моделей в атмосферу и для первой и второй - в отрывном режиме. Результаты измерений в виде графиков $Q=f(\sqrt{2p_{\text{вх.изб.}}/\rho})$ приведены на рис.2. На графиках точками отмечены экспериментальные значения контролируемых параметров и отвечающие им линии трендов.

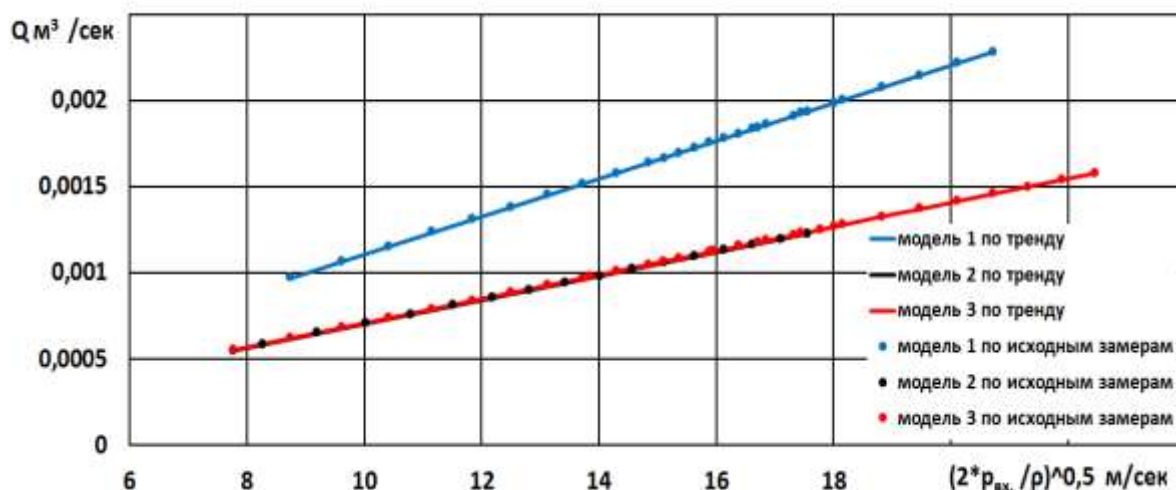


Рис. 2. Графики зависимостей $Q=f(\sqrt{2p_{\text{вх.изб.}}/\rho})$ для моделей дроссельных устройств, представленных на рис. 1.

4. Для модели 3 (отверстие с острой кромкой) по формуле (1) с учетом уравнения линии тренда зависимости $Q=f(\sqrt{2p_{\text{вх.изб.}}/\rho})$ определена зависимость коэффициента расхода μ от числа Рейнольдса (Re). Число Рейнольдса определялось по выражению:

$$Re = \frac{d\sqrt{2p_{\text{вх.изб.}}/\rho}}{\nu} \quad (2)$$

где:

d – характерный геометрический размер. В рассматриваемых моделях дроссельных устройств за этот размер принят диаметр дроссельного отверстия имеющего форму круга с площадью A ;

ν – кинематический коэффициент вязкости рабочей жидкости (для воды при температуре 20⁰С принимаем $\nu = 1 \cdot 10^{-6}$ м²/сек).

График зависимости $\mu = f(Re)$ приведен на рис. 4. Оценка корректности приведенных на графике данных, основанная на их сопоставлении с результатами исследований, изложенных в книге Альтшуля А.Д. [7], приведена в Приложении Б.

Для моделей 1 и 2 с цилиндрическими дроссельными каналами (рис.2), принимая величину их диаметров в соответствии с конструкторской документацией на изготовление моделей, по формуле (2), определено то значение давления $p_{вх. изб.}$ при котором число Re будет близко к 1000000. Для модели 1 при диаметре отверстия по чертежу 15 мм и давлении $p_{вх. изб.} = 250000$ Па число $Re = 1060660$. Для модели 2 при диаметре отверстия по чертежу 12 мм и давлении $p_{вх. изб.} = 3443072$ Па число $Re = 995794$. Для модели 3 при данных числах Re в порядке, указанном в пункте 4, определено значение коэффициента расхода μ . При числе $Re = 1060660$ - $\mu = 0,610736$. При числе $Re = 99574$ - $\mu = 0,6108052$.

5. Для модели 1 по формуле (1), разрешённой относительно площади A , с учетом данных приведенных в пунктах 3 и 5 определена площадь A в первом приближении ($A = 0,000179962 \text{ м}^2$ и $d = 0,015137 \text{ м}$). Повторяя расчеты по пункту 5 для уточненного значения диаметра d во втором приближении значение $A = 0,000179965 \text{ м}^2$ и $d = 0,015137 \text{ м}$.

Аналогичные расчеты для модели 2 в первом приближении показали $A = 0,000113801 \text{ м}^2$ и $d = 0,012037 \text{ м}$, а во втором приближении $A = 0,000113801 \text{ м}^2$ и $d = 0,012037 \text{ м}$.

Из изложенного следует, что уже в первом приближении значение величины площади A практически не отличается от её величины, полученной при втором приближении.

Определенной таким образом площадь A это та расчётная величина площади входного отверстия A в цилиндрический дроссельный канал в формуле (1), которая будучи умноженная на коэффициент расхода μ , определенном при том же числе Re для отверстия с острой кромкой в тонкой стенке (модель 3), будет равна частному от деления экспери-

ментально определенных для данного числа Re значений $\sqrt{2p_{вх.изб.}/\rho}$ и Q для исследуемого цилиндрического дроссельного канала (графики на рис. 2).

В выражении для определения числа Re присутствует так называемый характерный геометрический размер. В рассматриваемых моделях дроссельных устройств за этот размер принят диаметр дроссельного отверстия имеющего форму круга с площадью равной выше определенной площади A .

4. Оценка возможности применения для практических расчетов косвенного метода определения расчетной площади входного отверстия дроссельного канала

В табл. 2 приведены результаты оценки геометрических параметров входного отверстия цилиндрического дроссельного канала, выполненные с помощью прямого и косвенного методов их измерения. Анализ приведенных данных позволяет предположить, что определенная косвенным методом величина диаметра отверстия для обеих моделей лежит между измеренными прямым методом значениями диаметра наружного и внутреннего

контуров фаски. Следовательно, результаты оценки контролируемого параметра косвенным методом не противоречат данным, полученным прямым методом измерения.

Таблица 2.

№ модели	1	2
Диаметр внешней кромки фаски по прямому методу измерения	15,182 мм	12,081 мм
Диаметр внутренней кромки фаски по прямому методу измерения	14,990 мм	12,040 мм
Диаметр входного отверстия по косвенному методу измерения	15,137 мм	12,037 мм

На рис. 4 приведен график зависимости $\mu = f(Re)$ для моделей 1,2 и 3. Для модели 3 (отверстие с острой кромкой) коэффициент расхода определен по отношению к площади отверстия полученной прямым методом измерения, а для моделей 1 и 2 по отношению к площади входного отверстия, установленной косвенным методом. Численная оценка от-
личия коэффициентов расхода первой и второй моделей от третьей модели в диапазоне изменения чисел Re от 120000 до 220000 показала, что это отличие не превышает 0,08 процента.

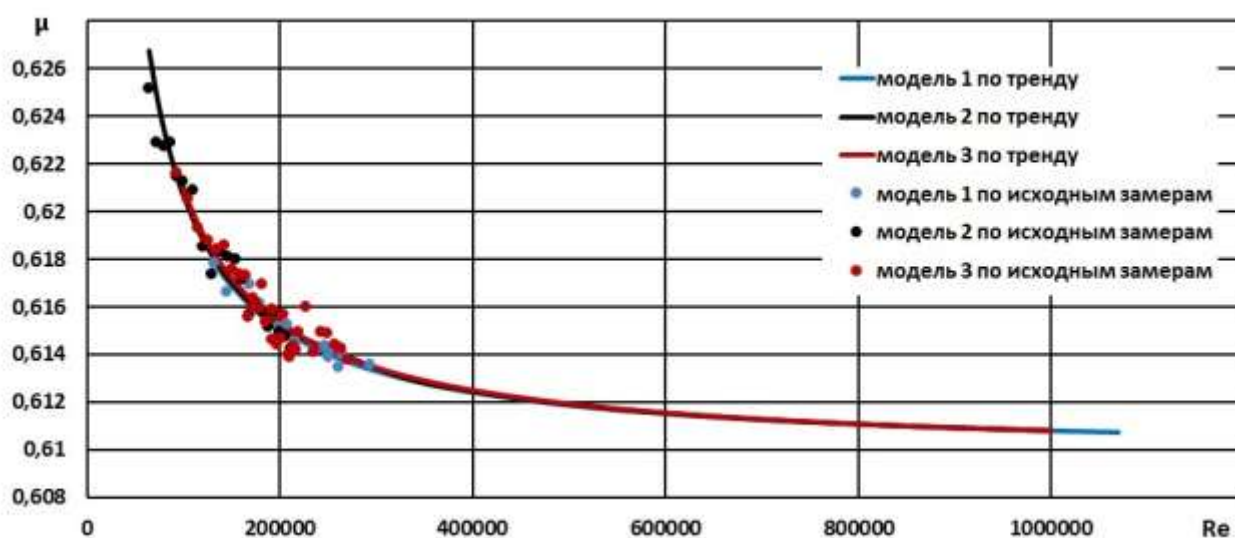


Рис. 4. График зависимости $\mu = f(Re)$ для моделей 1,2 и 3

По результатам оценки можно сделать вывод о возможности применения для практических расчетов косвенного метода определения расчетной площади входного отверстия дроссельного канала.

Заключение

При проектировании и эксплуатации гидроприводов с дроссельным регулированием необходимо знать связь между перепадом давления на дроссельном регуляторе и расхо-

дом рабочей жидкости, протекающим через него. Для установления этой связи необходимо знать площадь отверстия на входе в дроссельный канал в этом регуляторе и его коэффициент расхода. Однако измерить прямым методом фактическую величину этой площади, полученной в результате изготовления дроссельного канала, не всегда представляется возможным. Предлагаемый косвенный метод определения величины площади входного отверстия дроссельного канала, основанный на положениях теории гидродинамического подобия, позволяет существенно упростить решение этой задачи.

Однако для корректного применения косвенного метода необходимо провести дополнительные исследования. В частности, следует с как можно высокой степенью точностью изготовить ряд моделей дроссельных отверстий с острой кромкой в тонкой стенке, отличающихся их диаметрами. Прямым методом измерить их фактические геометрические параметры. Экспериментально определить гидродинамические параметры процесса истечения через них жидкости. Полученные таким образом данные будут основой для применения косвенного метода определения площади входных отверстий цилиндрических дроссельных каналов.

Следует ещё раз подчеркнуть, что определенная этим методом площадь - это не действительная геометрическая площадь, а эквивалентная площадь, дающая при данном числе Re тот же коэффициент расхода, что и отверстие с острой кромкой в тонкой стенке и отвечающая соотношению:

$$\mu \times A = Q / \sqrt{2p_{\text{вх.изб.}}/\rho}$$

Список литературы

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов. 4-е изд., стер. М.: Изд. дом «Альянс», 2010. 423 с.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: учеб. для вузов. 7-е изд., испр. М.: Дрофа, 2003. 840 с. (Сер. Классики отечественной науки).
3. Беленков Ю.А., Лепёшкин А.В., Михайлин А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: учебник для вузов. М.: Изд. дом «БАСТЕТ», 2013. 406 с.
4. Charru F. Hydrodynamic Instabilities. Cambridge University Press, 2011. 391 p.
5. Hibbeler R.C. Fluid Mechanics. Part 2. Pearson Puntke Hall, 2015. 904 p.
6. Кузнецов В.С., Шабловский А.С., Яроц В.В. Влияние фаски на входной кромке отверстия в цилиндрической насадке на его коэффициент расхода // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2014. № 5. С. 46-52.
7. Кузнецов В.С. Исследование потоков жидкости в дроссельных каналах при возникновении кавитации // Вестник Донского государственного технического университета. 2011. Т. 11, № 1. С. 57-62.
8. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. М.: Недра, 1982. 224 с.

Экспериментальный стенд и средства измерения контролируемых параметров

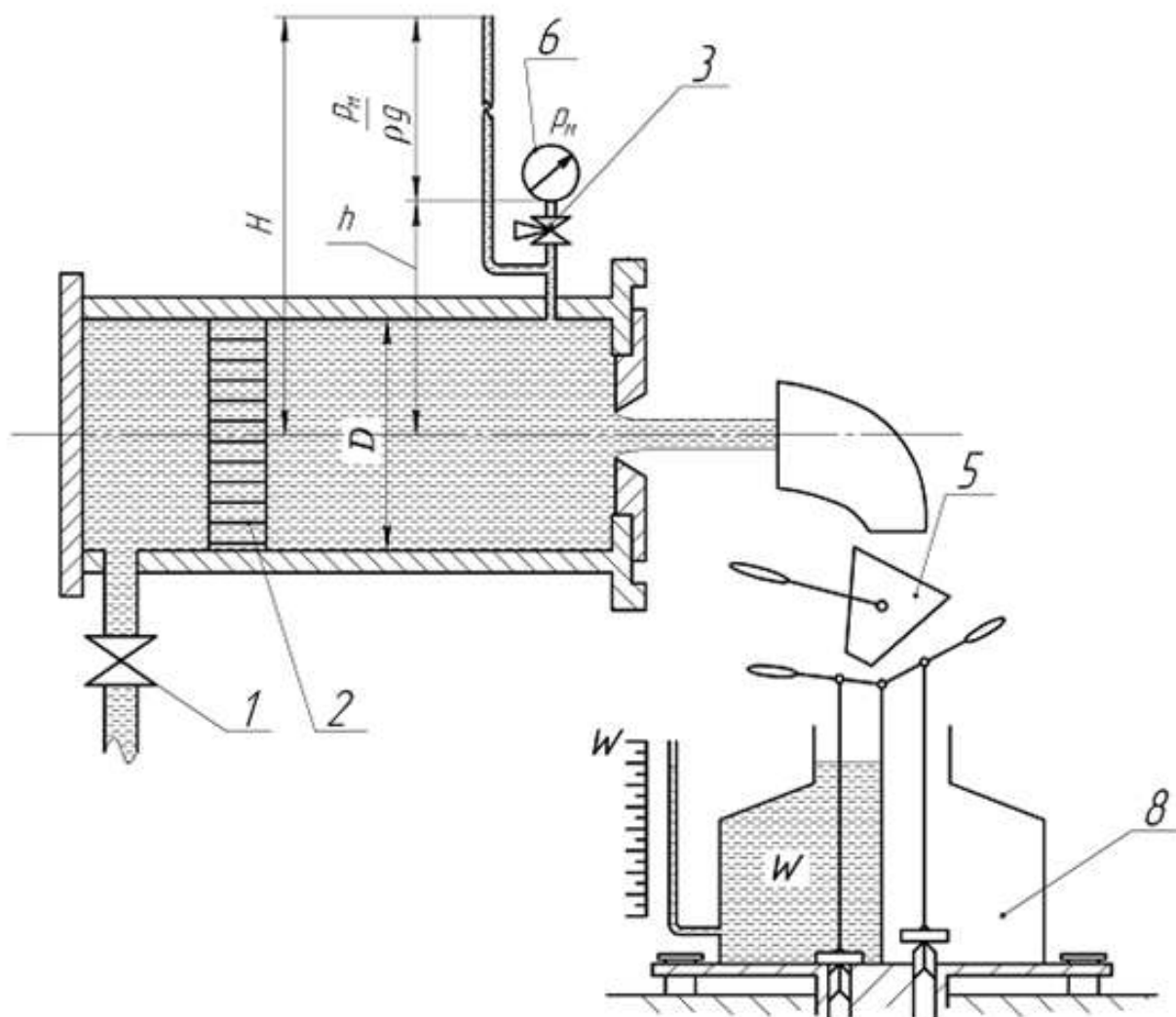


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментального стенда 1 - вентиль для регулирования подачи жидкости от насосной установки; 2 - успокоительный бак, снабженный мелкой сеткой и тонкостенным сотовым струевыпрямителем. В противоположной торцевой стенке бака устанавливаются модели исследуемых дроссельных устройств; 3 - трехходовой кран; 6 - манометр класса 0,15 для измерения давления на входе в дроссельное устройство; 5 - перекидное устройство; 8 - двухсекционный мерный бак.



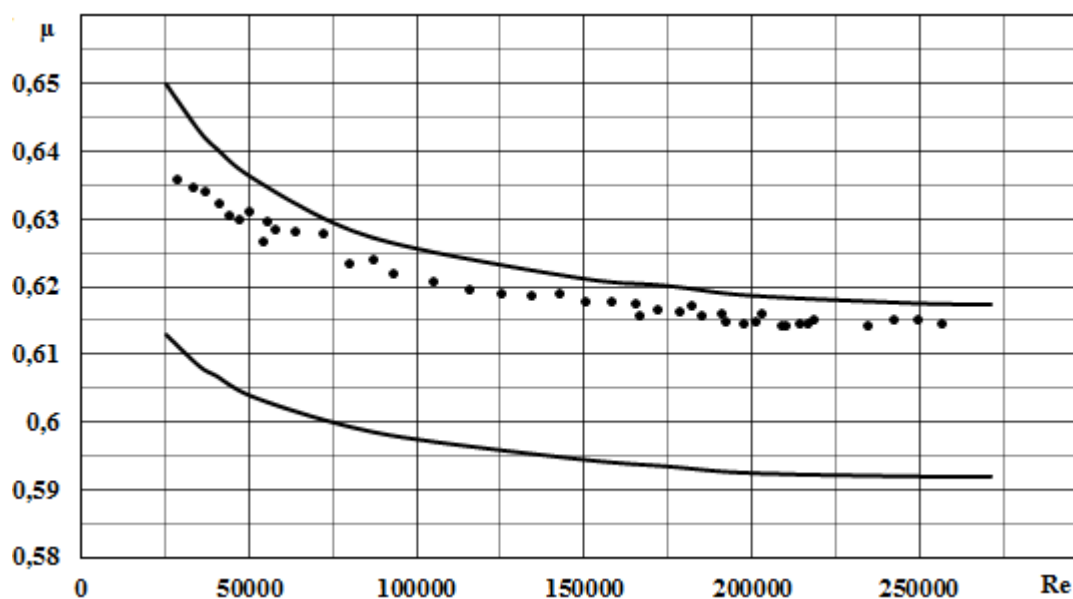
Рис. 2. Фотография экспериментального стенда

В процессе эксперимента измерялись:

1. Избыточное давление на входе в дроссельное устройство
2. Атмосферное давление;
3. Объемный расход жидкости, протекающей через дроссельное устройство при данном давлении на входе;
4. Температура жидкости (в мерном баке).
5. Диаметр отверстия на входе в дроссельный канал (по внешней и по внутренней кромкам фаски).

Избыточное давление на входе (измерялось с помощью образцового манометра класса точности 0,15 - позиция 6 на рис. 1). Атмосферное давление - с помощью образцового пружинного барометра. Объемный расход измерялся с помощью мерного бака (позиция 8 на рис. 1.) и электронного секундомера. Для измерения температуры применялся ртутный лабораторный термометр. Диаметр отверстия на входе в дроссельный канал измерялся с помощью универсального измерительного микроскопа УИМ- 21.

Оценка степени точности эксперимента



На рисунке представлены результаты экспериментального определения значения коэффициента расхода μ отверстия в тонкой стенке (модель 3) в функции от числа Re (круглые точки). На этом же рисунке отражено поле разброса экспериментальных значений коэффициента расхода для отверстий в тонкой стенке, приведенных в книге Альтшуля А.Д. [1] (область между двумя сплошными линиями). Из анализа рисунка следует вывод о достаточно высокой степени точности измерений гидродинамических параметров в рассматриваемом эксперименте.

Determination of Design Hole Area at the Cylindrical Throttle Channel Inlet

V.S. Kuznecov^{1,*}

[*kuznecovbmstu@mail.ru](mailto:kuznecovbmstu@mail.ru)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: throttle control, the theory of similarity, the throttle channel, hole in a thin wall

In design and operation of the hydraulic drive with throttle control it is necessary to know the relationship between the pressure drop in the throttle controller and the flow of the working fluid flowing through it. To define this relationship it is necessary to know the area of hole at the throttling channel inlet and the value of flow rate.

Experience shows that manufacturing process capabilities disable us to provide a completely circular hole at the inlet of a cylindrical throttle channel and exclude having a chamfer. In this case, it is impossible to use a direct method to measure the actual design value of the area obtained as a result of manufacturing the throttle channel. The paper proposes the indirect method to determine a design area. The method is based on the fact that the flow rates at the same Reynolds number, lying in the zone of self-similarity, with fluid flow through the cylindrical channel having a circular cross section in separated state are equal to the flow rate of a sharp-edged hole in the thin wall.

In order to assess the correctness of the indirect method are experimentally studied throttle device models with cylindrical throttle channels of different geometric dimensions and models with a sharp-edged hole in the thin wall

The experimental studies have found that for models with cylindrical throttle channels, design values of the inlet area received by indirect method lie between the values of the area determined by direct measurement of the outer and inner diameters of the chamfer. Graphs of the flow rate as a function of the Reynolds number obtained from the experimentally determined dependence of the flow on the available head and taking into account the value of the hole areas defined by an indirect method coincided for all models with the cylindrical throttle channels and for the model with a circular hole in a thin wall in the range of Reynolds numbers from 10^4 до 10^6 .

The assessment results allow us to draw a conclusion that the indirect method to determine the design area of the throttle channel inlet is correct and recommend this method for practical use.

References

9. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. et al. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Publishing House “Al'yans”, 2010. 423 p. (in Russian).
10. Loitsyanskii L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Fluid Mechanics]. Moscow, Drofa Publ., 2003. 840 p. (Ser. *Klassiki otechestvennoi nauki* [Classics of Russian science]). (in Russian).
11. Belenkov Yu.A., Lepeshkin A.V., Mikhailin A.A. *Gidravlika i gidropnevmoprivod* [Hydraulics and hydro-pneumatic actuator]. Publishing House “BASTET”, 2013. 406 p. (in Russian).
12. Charru F. *Hydrodynamic Instabilities*. Cambridge University Press, 2011. 391 p.
13. Hibbeler R.C. *Fluid Mechanics. Part 2*. Pearson Puntke Hall, 2015. 904 p.
14. Kuznetsov V.S., Shablovskii A.S., Yarots V.V. The Influence of Facets Within the Inlet Edge of Cylindrical Probe on the Discharge Coefficient. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie = Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering*, 2014, no. 5, pp. 46-52. (in Russian).
15. Kuznetsov V.S. Study of fluid outflow through throttle channels with cavitation initiation. *Vestnik DGTU = Herald of DSTU*, 2011, vol. 11, no. 1, pp. 57-62. (in Russian).
16. Al'tshul' A.D. *Gidravlicheskie soprotivleniya* [Hydraulics resistance]. Moscow, Nedra Publ., 1982. 224 p. (in Russian).